

В дальнейшем планируется использовать эти результаты для моделирования переходных процессов высокооборотных автомобильных дизелей и установок с ними в различных условиях эксплуатации.

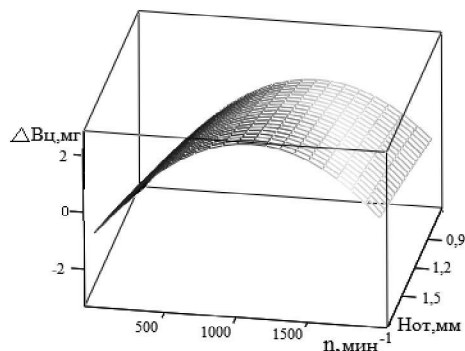


Рис. 7. Влияние изменения  $P_{от}$  на  $\Delta V_{ц}$  в зависимости от  $n$  и  $H_{от}$

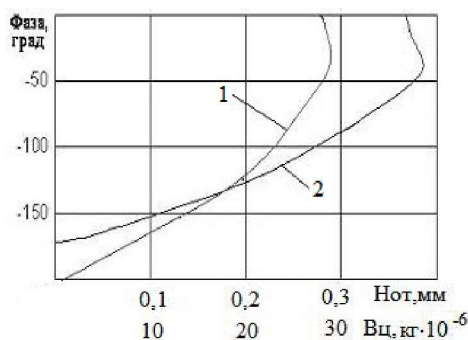


Рис. 8. Совмещенные частотные характеристики дозатора и топливоподачи

1 - топливоподача; 2 - координата дозатора

### Заключение

1. Получены аппроксимирующие выражения для вязкости, сжимаемости и плотности топлива.

2. Проведенный расчетный эксперимент позволил получить зависимость цикловой подачи топлива от его свойств и режимных параметров дизеля;

3. Полученные данные позволяют выполнить моделирование переходных процессов распределительных ТНВД автотракторных дизелей.

4. Изменение вязкости топлива и износ плунжерных пар существенно влияют на изменение цикловой подачи во всем диапазоне режимов высокооборотных дизелей.

5. При использовании вязких топлив должна быть должным образом изменена настройка регуляторов.

### Список литературы:

1. Крутов В.И. Автоматическое регулирование ДВС / В. И. Крутов. – Машиностроение, 1987. – 512 с.
2. Тырловой С.И. Моделирование работы многорежимных регуляторов распределительных ТНВД / С. И. Тырловой // Вестник СХУ. – 2007. – №8(114), часть 1. – С. 171-176.
3. Голубков Л.Н. Топливные насосы высокого давления распределительного типа: Учебно-практическое пособие / Л. Н. Голубков, А. А. Савастенко, М. В. Эммиль. – М.: "Легион-Автодата", 2000. – 176 с.
4. Крайнюк А.И. Моделирование движения жидкости в топливных трубопроводах высокого давления дизелей с учетом следа прошедших волн / А.И. Крайнюк, С.И. Тырловой, В.В. Гладков // Вестник СХУ. – 2000. – №5(27). – С. 133-136.
5. Марков В.А. Зависимость физических свойств автотракторных топлив от температуры и давления / В.А. Марков // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. – 1999. – №1. – С. 57-73.
6. Тырловой С.И. Влияние эксплуатационных факторов на характеристики регуляторов распределительных ТНВД высокооборотных дизелей / С.И. Тырловой // Вестник СХУ им. В. Даля. – 2008. – №7(125), часть 2. – С. 263-267.
7. С.И. Тырловой. Амплитудно-фазовые характеристики регуляторов высокооборотных автомобильных дизелей / С.И. Тырловой // Двигуни внутрішнього згорання. – 2009. – №1. – С. 57-61.

УДК 621.43

**А.П. Марченко, д-р техн. наук, А.А. Осетров, канд. техн. наук,  
И. Дубей, д-р философии, Маамри Р., докторант**

## АНАЛИЗ И МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ ВОДОРОДА В ЧЕТЫРЕХТАКТНОМ ОДНОЦИЛИНДРОВОМ ДВИГАТЕЛЕ С ИСКРОВЫМ ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ

### Актуальность проблемы

Водород рассматривается как перспективный вид топлива, в том числе и для двигателей внутреннего сгорания. Во-первых, при его сжигании

практически отсутствуют выбросы CO, CH и твердых частиц. Некоторое их содержание в отработавших газах объясняется выгоранием смазочного масла. Во-вторых, широкие пределы воспламенения-

мости водорода позволяют организовать качественное регулирование мощности на эксплуатационных режимах, и, как следствие, увеличить КПД двигателя на частичных нагрузках. В-третьих, при сжигании бедных смесей водорода с воздухом можно радикально снизить выбросы NO без существенных материальных затрат. К недостаткам водорода относят высокую себестоимость его получения, трудности хранения водорода на борту транспортного средства, отсутствие инфраструктуры и др.

Преимущества водорода обуславливают развитие работ, связанных с использованием данного топлива в двигателях внутреннего сгорания [1–7]. Известно, что одним из наиболее эффективных инструментов исследования процессов в ДВС, оптимизации его конструкции, является математическое моделирование. При разработке математических моделей возникает ряд вопросов, не освещенных достаточно широко в технической литературе. Это относится к динамике тепловыделения в водородном двигателе, влиянию на рабочий процесс конструктивных и регулировочных параметров двигателя.

#### Цель исследования

В настоящем исследовании поставлена цель проанализировать процесс сгорания водорода в

четырёхтактном одноцилиндровом двигателе с искровым воспламенением, разработать математическую модель, учитывающую особенности процесса сгорания, оценить влияние на процесс сгорания конструктивных и регулировочных параметров двигателя.

#### Экспериментальное оборудование

В основу работы положены результаты экспериментов, проведенных на одноцилиндровом четырёхтактном двигателе CFR (1Ч8,255/11,42) бельгийскими учеными [2]. Основные параметры двигателя представлены в табл. 1., схема экспериментальной установки – на рис. 1, 2.

Таблица 1. Основные параметры исследуемого двигателя

Параметр	Значение параметра
Диаметр цилиндра, мм	82,55
Ход поршня, мм	114,2
Длина шатуна, мм	254
Степень сжатия	7–9,5
Частота вращения коленчатого вала, мин <sup>-1</sup>	600

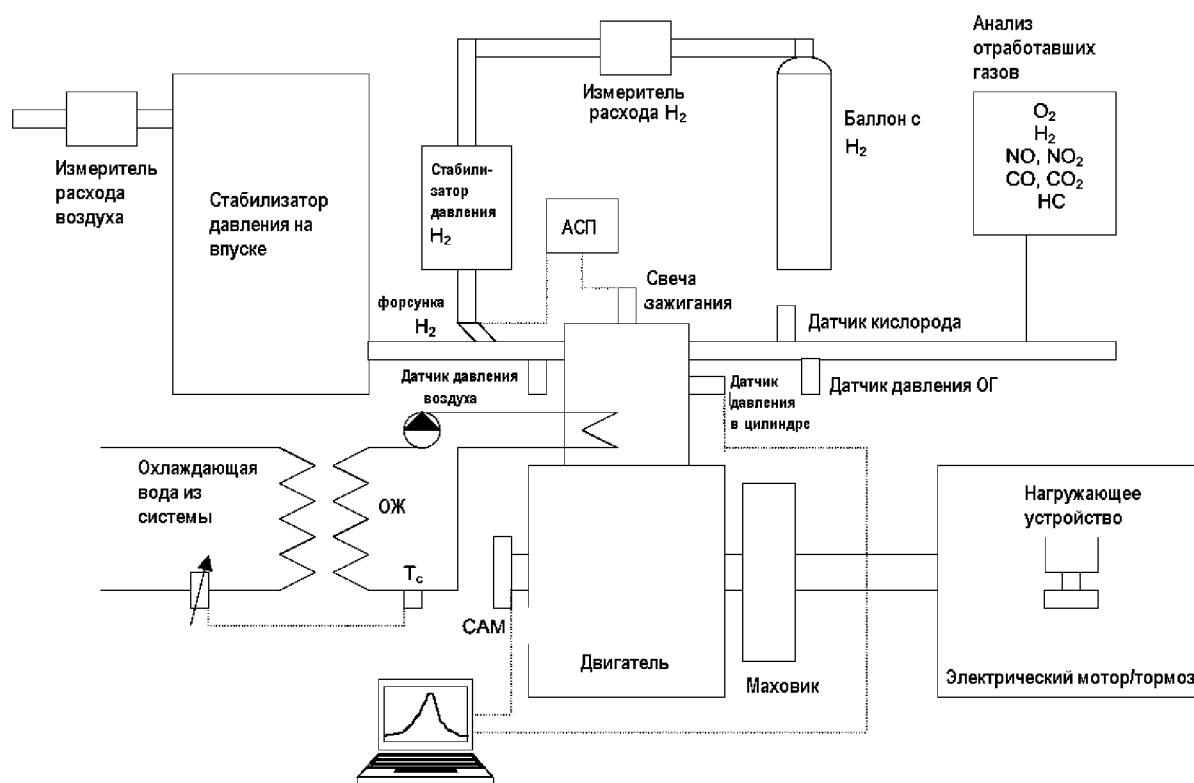


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

Двигатель CFR, предназначенный первоначально для определения октанового числа топлив, был переоборудован для использования водорода. На двигатель установили систему подачи водорода во впускной коллектор. Количество подаваемого топлива изменялось регулированием продолжительности подъема клапана форсунки.

В головку цилиндра был установлен охлаждаемый водой пьезоэлектрический датчик для измерения давления. Также измерялись нагрузка, частота вращения коленчатого вала, положение верхней мертвой точки, массовые расходы воздуха и водорода, давление смеси перед клапанами и отработавших газов на выпуске. В отработавших газах определялось содержание кислорода  $O_2$ , водорода  $H_2$ , оксида азота  $NO$  и диоксида азота  $NO_2$ , монооксида углерода  $CO$ , диоксида углерода  $CO_2$  и несгоревших углеводородов  $CH$ . Частота вращения во всех испытаниях поддерживалась постоянной  $n=600 \text{ мин}^{-1}$ , степень сжатия изменялась в диапазоне от 7 до 9,5.

Экспериментальные данные, полученные на двигателе CFR, позволили уточнить модель сгорания водорода в четырехтактном двигателе с искровым воспламенением.

#### Анализ и математическое моделирование процесса сгорания водорода

В настоящее время известны одно-, двух- и многозонные модели сгорания. В основу однозонных моделей положены законы сохранения массы и энергии. Количество выгоревшего топлива к определенному моменту времени и скорость тепловыделения задаются эмпирическими либо полуэмпирическими зависимостями (например, методика И.И. Вибе). Входной координатой является время. В многозонных моделях уравнения законов сохранения массы и энергии в дифференциальной форме дополняются уравнениями Навье-Стокса, описывающими турбулентное течение газа, и, помимо времени, вводятся пространственные координаты. В двухзонных моделях пространственной координатой является радиус фронта пламени. Процесс сгорания моделируется на основе данных о скорости распространения пламени в ламинарных и турбулентных средах.

Недостатком двух- и многозонных моделей является необходимость и сложность задания большого количества граничных условий, полученных в результате экспериментальных либо рас-

четных исследований, существенные затраты машинного времени. Скорость распространения пламени, как правило, задается эмпирическими формулами на основе экспериментальных данных о скорости ламинарного и турбулентного горения в бомбах [2,4,5,8,9]. Учет специфики сгорания в ДВС производится эмпирическими коэффициентами, что снижает точность расчетов при исследованиях для других типов двигателей. Область применения данных моделей – детальные теоретические исследования процесса сгорания.

В настоящей работе для исследования и моделирования процесса сгорания водорода принята однозонная термодинамическая модель, в основу которой положены полуэмпирические формулы И.И. Вибе для определения количества выгоревшего топлива и скорости сгорания:

$$x = 1 - \exp(C\bar{\varphi}^{m+1}), \quad (1)$$

$$\frac{dx}{d\varphi} = -C \frac{m+1}{\varphi_z} \bar{\varphi}^m \exp(C\bar{\varphi}^{m+1}), \quad (2)$$

где  $\bar{\varphi} = \varphi / \varphi_z$ ,  $\varphi$ ,  $\varphi_z$  – соответственно относительное время сгорания, текущее время от начала сгорания и продолжительность сгорания, представленные в углах поворота коленчатого вала;  $C$  – константа (например, при условии окончания сгорания в момент, когда доля выгоревшего топлива равна 0,999, константа  $C = \ln(1-0,999) = -6,908$ );  $m$  – показатель характера сгорания – константа, определяющая динамику процесса сгорания.

Константы  $\varphi_z$  и  $m$  в данной модели подбираются эмпирическим путем из условия обеспечения удовлетворительного согласования расчетной и экспериментальной индикаторной диаграмм (закон сгорания). Как правило, исследователи определяют зависимости  $\varphi_z$  и  $m$  от конструктивных и режимных параметров рабочего процесса, а затем используют данные зависимости в оптимизационных и других работах. В работе поставлена задача определения влияния конструктивных и режимных параметров рабочего процесса на закон сгорания и, соответственно, параметры  $\varphi_z$  и  $m$  модели И.И. Вибе.

На рис. 2 показано влияние продолжительности сгорания  $\varphi_z$  и показателя характера сгорания  $m$  на форму индикаторной диаграммы.

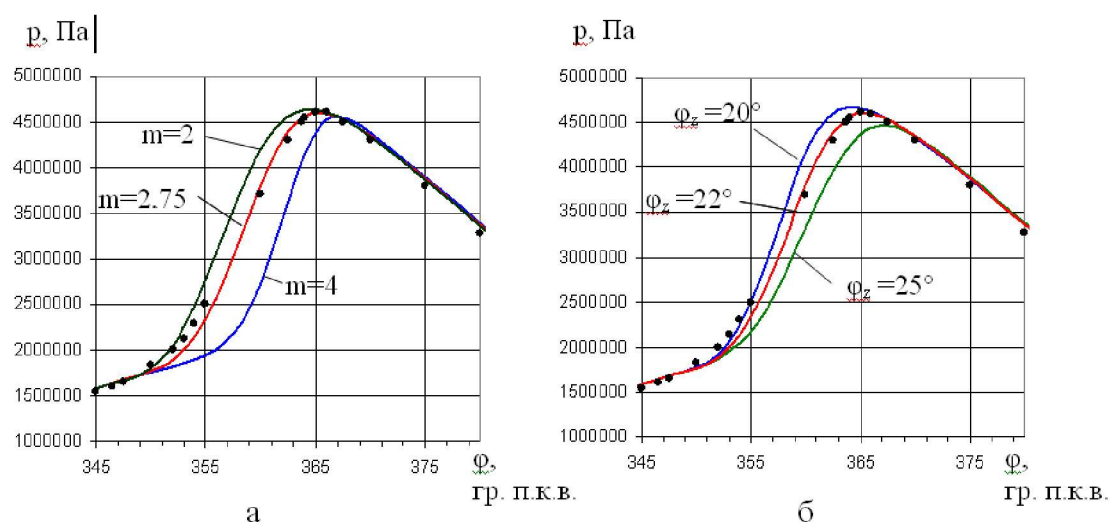


Рис. 2. Подбор показателя характера сгорания  $m$  (а) и продолжительности сгорания  $\varphi_z$  (б) в формулах (1) и (2) для режима  $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ ,  $N_e = 1,3 \text{ кВт}$ . Точками показана экспериментальная диаграмма

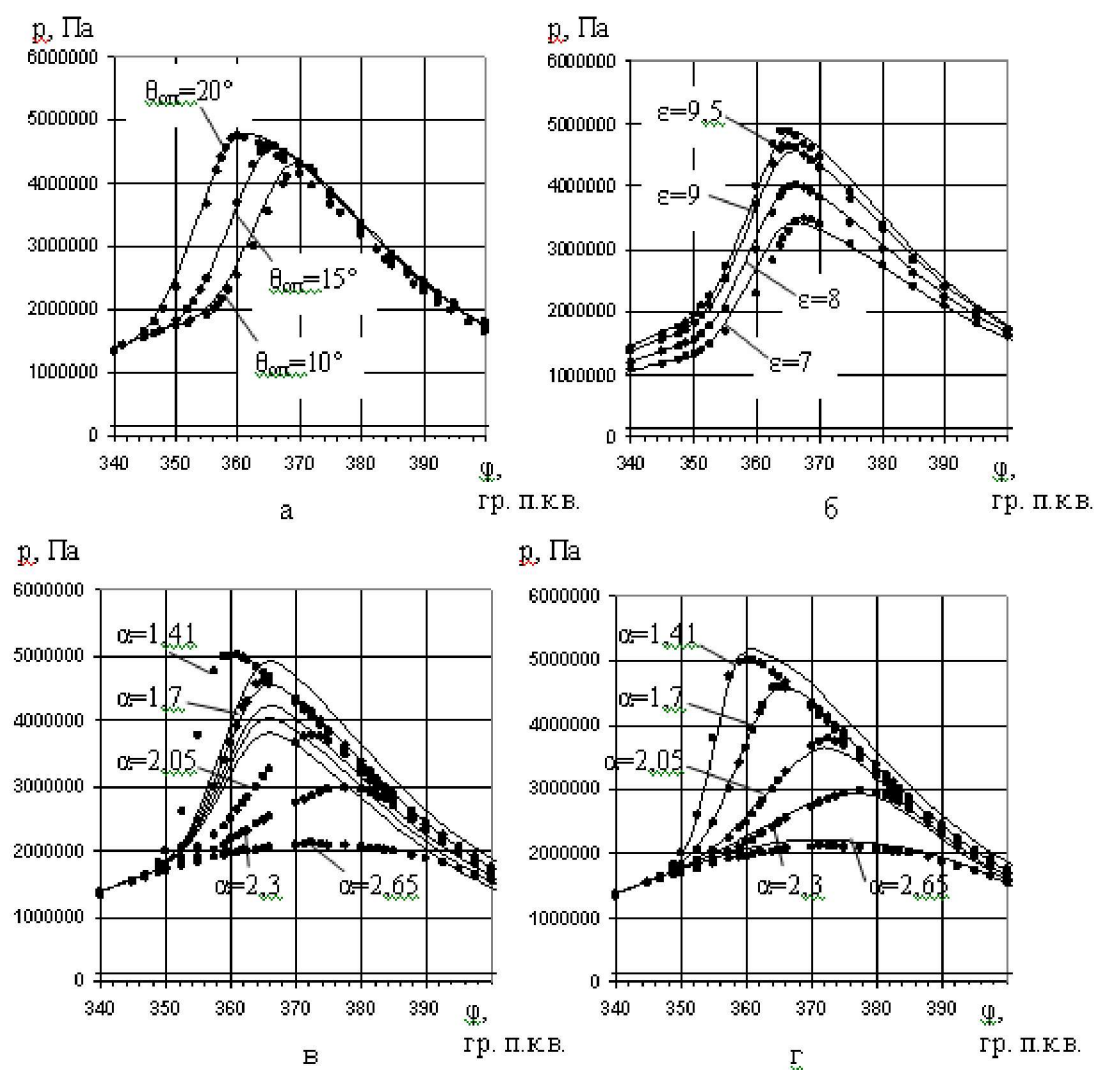


Рис. 3. Влияние изменения угла опережения зажигания  $\theta_{\text{ign}}$  (а), степени сжатия  $\varepsilon$  (б) и коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  (в, г) на экспериментальную и расчетную индикаторные диаграммы. Точками показаны экспериментальные диаграммы

Видно, что для режима  $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ ,  $N_e = 1,3$  кВт наилучшее совпадение расчетной и экспериментальной диаграмм достигается при использовании  $\phi_z = 22 \text{ гр. п.к.в.}$  и  $m = 2,75$ . Однако и в этом случае наклон расчетных и экспериментальных кривых давления не совпадает. Очевидно, что сгорание происходит более интенсивно в начальной фазе и менее интенсивно в конечной фазе, то есть закон сгорания близок к треугольной форме (рис. 3). Нами предложен переменный показатель динамики сгорания, изменяющийся по линейной зависимости от  $m_1 = 1,5$  до  $m_2 = 4$ :

$$m = (m_2 - m_1) \cdot \bar{\phi} + m_1. \quad (3)$$

В этом случае скорость сгорания определяется по формуле:

$$\frac{dx}{d\phi} = -C \frac{1}{\phi_z} \bar{\phi}^{-m} \exp(C \bar{\phi}^{-m+1}) \times \\ \times \left[ (m+1) \cdot \bar{\phi}^{-m} + \bar{\phi}^{-m+1} \ln(\bar{\phi}) \cdot (m_2 - m_1) \right]$$

#### Выводы

В результате расчетных исследований установлено, что форма кривой скорости сгорания при использовании водорода близка к треугольной. Предложено в модели сгорания И.И. Вибе использовать переменный показатель характера сгорания  $m$ , изменяющийся по линейному закону, что позволяет более точно описать динамику сгорания водорода.

Показано, что изменение степени сжатия и угла опережения впрыскивания в меньшей степени

влияет на продолжительность и динамику процесса сгорания, чем изменение коэффициента избытка воздуха. Учесть это влияние позволяет использование аппроксимирующей зависимости продолжительности сгорания  $\phi_z$  от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ .

#### Список литературы:

1. Миценко А.И. Применение водорода для автомобильных двигателей / А.И. Миценко.- Киев: Наук. Думка, 1984. – 143 с.
2. Verhelst S. A study of the combustion in hydrogen-fuelled internal combustion engines / Verhelst S. // Department of Flow, Heat and Combustion Mechanics, Ghent University, 2005. – 222 p.
3. Kim J.M. Performance characteristics of hydrogen fueled engine with the direct injection and spark ignition system / J.M. Kim, Y.T. Kim, J.T. Lee, S.Y. Lee // SAE. – paper nr 95249. – 1995.
4. Pol'a'sek M. Application of advanced simulation methods and their combination with experiments to modeling of hydrogen fueled engine emission potentials / M. Pol'a'sek, J. Macek, M. Tak'ats, O. V'itek // SAE. – paper nr 2002-01-0373. – 2002.
4. Ma J. Simulation and prediction on the performance of a vehicle's hydrogen engine / J. Ma, Y. Su, Y. Zhou, Z. Zhang // Int. J. Hydrogen Energy, 28:77–83, 2003.
5. Sierens R. Experimental study of a hydrogen fuelled engine. Proceedings ASME Spring Engine Technology Conference / R Sierens., S. Verhelst // ICE 34-3. – paper nr. 2000-ICE-285. – pp. 9-16. – San Antonio. – 2000.
6. Kobayashi H. and Kawazoe H. Flame instability effects on the smallest wrinkling scale and burning velocity of high pressure turbulent premixed flames. 28th Symp. (Int.) on Combustion, pages 375–382, 2000.
7. Lipatnikov A.N. Turbulent flame speed and thickness: phenomenology, evaluation, and application in multi-dimensional simulations / A.N. Lipatnikov, J. Chomiak // Progress in Energy and Combustion Science. – 28:1–74. – 2002.
8. Keck J.C. Early flame development and burning rates in spark ignition engines and their cyclic variability / J.C. Keck, Heywood J.B., and Noske G. // SAE. – paper nr 870164. – 1987.

УДК 621.43.013

В.А. Корогодський, канд. техн. наук

### ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ДИНАМІКИ РУХУ ФРОНТУ БЕНЗИНОВОГО СТРУМЕНЯ

**Постанова проблеми.** Двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ) є одним з найбільш поширених типів енергетичних установок. За прогнозними оцінками чисельність автомобільного парку і іншої техніки з ДВЗ буде з часом тільки зростати. При цьому посилюються вимоги до ДВЗ по паливній економичності та викидам шкідливих речовин з відпрацьованими газами (ВГ) [1].

**Актуальність.** Виконання норм стосовно кількості шкідливих викидів з ВГ ДВЗ із іскровим запалюванням можливе при використанні системи безпосереднього впрыскування палива (БВП) й організації внутрішнього сумішоутворення. При цьому організація внутрішнього сумішоутворення з розшаруванням паливо-повітряного заряду дозволяє підвищити ступінь стиску, а в багатоциліндрових двигунах сприяє підвищенню ідентичності ро-